

Veröffentlichungsnummer DE4331266

Veröffentlichungsdatum: 1995-03-16

Erfinder SCHOPF WALTER DIPL ING (DE)

Anmelder: SCHOPF WALTER DIPL ING (DE)

Klassifikation:

- Internationale: G05D15/01; G05D27/00; G05D17/00; F16H59/06; F04B49/00; F15B21/08

- Europäische: G05D15/01; F16H61/00C5

Aktenzeichen: DE19934331266 19930915

Prioritätsaktenzeichen: DE19934331266 19930915

Zusammenfassung von DE4331266

Contact-pressing device for CVT (continuously variable transmission), comprising both pressure medium supply devices and open-loop and closed-loop control devices for the contact pressure, for operating conditions having spontaneous torque loading peaks. Ensuring and building up sufficient contact pressure force in the case of highly dynamic operation require relatively large pressure medium supply devices, because of the elasticities necessarily present in the hydraulic and mechanical systems and components of the CVT (inertias). Obvious, correspondingly largely dimensioned contact pressure and adjusting pressure medium supply devices on the CVT, which could undertake this task concomitantly but would have to operate continuously under the highest disk set pressure, are not acceptable on economic grounds.

Solutions according to the invention of low-loss, highly dynamic pressure medium supply, open-loop and closed-loop control systems exist in the following embodiment versions as a result of the arrangement of:

- a pressure store and a rapidly switching digital-process computer-controlled servo valve which modulates contact pressure peaks to the basic contact pressure set for static operating conditions;
- a modification having a differential piston which increases the contact pressure with respect to the store pressure level;
- an additional or separate, largely dimensioned hydraulic pump which, in normal operation, delivers in a low-pressure and low-loss manner in a circuit and is only activated as required for the spontaneous increase of contact pressure force. A further useful effect consists...

Original abstract incomplete.

19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

Offenlegungsschrift DE 43 31 266 A 1

21 Aktenzeichen: P 43 31 266.7
22 Anmeldetag: 15. 9. 93
43 Offenlegungstag: 16. 3. 95

51 Int. Cl.⁶:
G 05 D 15/01
G 05 D 27/00
G 05 D 17/00
F 16 H 59/06
F 04 B 49/00
F 15 B 21/08

DE 43 31 266 A 1

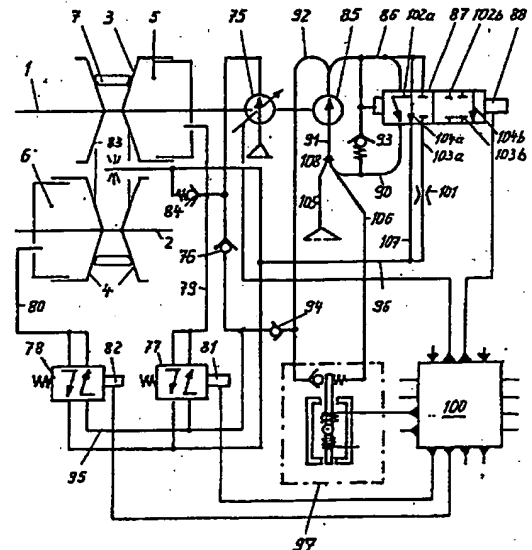
51 Anmelder:
Schopf, Walter, Dipl.-Ing., 61440 Oberursel, DE

72 Erfinder:
gleich Anmelder

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Regelung, insbesondere für hochdynamische Betriebszustände

- 57 Anpreßeinrichtung für CVT, bestehend sowohl aus Druckmittelversorgungseinrichtungen als auch Steuer- und Regelungseinrichtungen für den Anpreßdruck, für Betriebsbedingungen mit spontanen Drehmomentenbelastungsspitzen. Sicherstellung und Aufbau ausreichender Anpreßkraft bei hochdynamischem Betrieb erfordern wegen der zwangsläufig vorhandenen Elastizitäten in den hydraulischen und mechanischen Systemen und Komponenten des CVT (Trägheiten) relativ große Druckmittelversorgungseinrichtungen. Naheliegende, entsprechend groß dimensionierte Anpreß- und Verstelldruckmittelversorgungseinrichtungen am CVT, die diese Aufgabe mitübernehmen könnten, aber stetig unter dem höchsten Scheibensatzdruck arbeiten müßten, sind aus wirtschaftlichen Gründen nicht akzeptabel. Erfindungsgemäße Lösungen verlustarmer, hochdynamischer Druckmittel-Versorgungs-Steuer- und -Regelsysteme bestehen in folgenden Ausführungsvarianten durch Anordnung:
- eines Druckspeichers und eines schnell schaltenden digitalen-prozeßrechnergesteuerten Servoventils, welches auf den für statische Betriebszustände eingeregelter Grundanpreßdruck Anpreßdruckspitzen aufmoduliert;
 - eine Modifikation mit einem Differentialkolben, der den Anpreßdruck gegenüber dem Speicherdruckniveau erhöht;
 - einer zusätzlichen bzw. separaten, großdimensionierten Hydraulikpumpe, die im Normalbetrieb druck- und verlustarm im Kreise fördert, nur im Bedarfsfalle zur spontanen Anpreßkraftsteigerung aktiviert wird. Ein weiterer Nutzeffekt besteht ...



Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen
BUNDESDRUCKEREI 01. 95 408 081/432

8/34

DE 43 31 266 A 1

Der Erfindungsgegenstand betrifft eine Anpreßkraft-regel-einrichtung für den besonderen Einsatz bei hochdynamischen Betriebszuständen mit spontanen Drehmomentenbelastungsspitzen für CVT's mit elektronischer Anpreßkraftregelung.

CVT's (Continuously Variable Transmission) gehören als KFZ-Antriebskonzeptionen zum Stande der Technik, neben den Ausführungsmerkmalen im Oberbegriff des Hauptanspruches sei auf die Literaturhinweise 1; 6; 7; 10 verwiesen. Diese Antriebskonzeptionen haben sich in Studien-, Erforschungs- und Serienprojekten als vorteilhaft und zukunftsweisend erwiesen. Mit Energiespareffekten, Fahrkomfortsteigerung und der Möglichkeit der optimalen Motorkraftnutzung sowie günstigere Ausführungskriterien, z. B. gegenüber herkömmlichen Getriebebeschaltautomaten, bergen sie vorteilhafte Eigenschaften, hierzu Literaturhinweise 2, 3, 8, 9.

Aufgabe und Ziel vorliegenden Erfindungsgedankens sind Einrichtungen an neuen Anpreßsystemen und -Konzeptionen an CVT's — bevorzugt elektronisch geregelten Anpreßsystemen — zur regeltechnischen Beherrschung hochdynamischer Betriebszustände. Dadurch soll der Einsatz verlustärmerer Anpreßkraft-Steuer- und -Regelkonzeptionen, die sich auch leichter in zukunftsorientierte elektronische KFZ-Managementsysteme integrieren und von diesen steuern lassen, ermöglicht werden.

Die Lösung wird durch die in den Ansprüchen und Ausführungsbeispielen angeführten Ausführungsmerkmale erreicht.

Für die Funktion der Friktionsgetriebe, zu deren Gattung CVT's gehören, ist ein sicherer Reibschluß zwischen den Kegelreibscheiben und dem Übertragungsstrang eine essentielle Voraussetzung. Zu niedrige Anpressung führt zu schädlichem, zerstörerischem Schlupf. Andererseits verursacht übermäßige, zwar sichere Anpressung der Reibpartner erhöhte Verluste und mindert auch wiederum die Lebensdauer der Bauteile. Erschwerend für eine ausgewogene Dosierung der Anpressung sind die vielen veränderlichen Einflußgrößen, die den Reibwert in großen Bereichen streuen lassen. So wirken sich die verschleißstadiumabhängige Kontaktflächen-größe, deren Oberflächenzustand, Öl-sorten und -zustand, Temperatur und die Anpreßintensität selbst sowie Laufgeschwindigkeit und die Übersetzungsabhängigen geometrischen unterschiedlichen Einsatzbedingungen beeinflussend auf den Reibwert aus. Näheres dazu ist aus Lit. 4, 5, 7, 9, 10, 11, 12 ersichtlich. So kann extremerweise erwartet werden, daß bei einem mittleren Reibwert von 0,06 er sich durch solche Einflüsse auf 0,04 reduzieren oder auch auf 0,09 steigern kann. Da in der Praxis den ungünstigen Bedingungen entsprochen werden muß, kann, einschließlich eines gewissen Sicherheitszuschlages, herkömmlicherweise maximal mit einer $2\frac{1}{2}$ -fachen (Über-)Anpressung gerechnet werden. Sind, wie an einigen Proto- oder gar auch Vorserien-CVT-Typen praktiziert, Konstantanpressungen installiert, die auch den Maximalbelastungen genügen müssen, sind in den meisten Betriebszuständen, vor allem bei der häufigen Teillast, gehörige Überanpressungen mit hohen Verlusten die Folge. Bekannte CVT-Versionen weisen mechanisch-hydraulische Drehmomentsensoren mit einer integrierten Vordrucksteuereinrichtung auf (Lit. 13), so daß tendenzmäßig die Anpressung der Belastung angepaßt wird. Auch sind Einrichtungen bekannt, die dem starken Getriebeübersetzungseinfluß des Anpreßbe-

darfs berücksichtigen und gerecht werden.

Dennoch bleiben für die meisten Betriebszeiten auf Grund vorstehend beschriebenen, sicherheitsrelevanten Anpreßkraftbedürfnisses und somit Überschusses zu hohe Verluste die Folge. Naheliegender ist daher, eine Anpreßkraftregelung zu schaffen, die eine optimale Anpreßkraft "einregelt". Hierfür kann das Kriterium Schlupf zwischen den Reibpartnern Reibschale und Zug- oder Schubgliederband selbst als Leit- oder Stellgröße herangezogen werden. Hierbei besteht jedoch die Schwierigkeit, im normalen, praktischen Betrieb eine Ausgangs- bzw. Leerlaufübersetzung, d. h. eine Referenzübersetzung zu finden, die erst eine Schlupfdefinition bzw. Wertung ermöglicht. Da im praktischen Fahrbetrieb meist immer irgendwelche Lastzustände vorliegen, unter denen noch die Übersetzung variiert wird, steht eine solche dafür verwertbare Referenzübersetzung herkömmlicherweise nicht zur Verfügung. Ein weiteres Problem besteht darin, daß der reine Schlupfanteil an einer Übersetzungsänderung bei Lastvariation nicht ohne weiteres erkannt und erfaßt werden kann, da noch andere Einflüsse sich auswirken, die die Gesamtübersetzung des Getriebes bestimmen. So treten nebenbei noch ü-Änderungen durch elastische Verformungen der Bauteile wie die der Reibscheibensätze und des Zugstranges auf, wobei die Verformungsintensität noch getriebeübersetzungsstellungsabhängig ist.

Für die Definition einer schlupffreien Referenzübersetzung bietet sich die geometrische Getriebeübersetzungsstellung im Leerlauf an, die z. B. mittels eines Wegsensors bestimmt werden könnte. Da jedoch solche Meßeinrichtungen durch Verschleiß, Alterung und sonstige Effekte gewissen "Abtrifterscheinungen" unterliegen können, besonders in Anbetracht der eingeschränkten (auch kostenbedingten) Qualitätsausführung solcher Massenartikel an die Genauigkeitsanforderungen bezüglich einer Schlupferkennung, die unter 1% liegen und auf längere Einsatzdauer konstant gehalten werden müssen, nicht erfüllt werden. Störgrößen, die zusammen mit dem Schlupf die Wirkübersetzung bestimmen, sind:

- elastische, last- und übersetzungsabhängige Bauteilverformungen des Übertragungsstranges, der Kegelreibscheiben, der Wellen, der Lager;
- Verschleiß an Bauteilen wie Längung und Breitenverschleiß am Übertragungsstrang, den Kegelreibscheiben, Kontaktpunktverlagerungen an beiden, Lagerverschleiß;
- Setzerscheinungen, Fixierungsverlagerungen am Wegsensor selbst, usw.;
- Temperatureinflüsse wie Wärmedehnungen an Bauteilen;
- Meßwerttritten an Sensoren;
- viskositätsbedingte Kennwerteveränderungen an hydraulischen Komponenten.

Eine Lösung zur Findung des reinen Schlupfes an CVT's, der dann als Regulativ für die Anpressung herangezogen wird, ist in Offenlegung DE P 43 12 745 (Lit. 14) beschrieben.

Bei solchen Einrichtungen und generell besteht die Schwierigkeit, spontanen und nadelförmig auftretenden Drehmomentbelastungsspitzen die Anpressung solchen Belastungsspitzen entsprechend schnell anzupassen. Die für den normalen (statischen Betriebszustand) konzipierten, und auch nach dem Stande der Technik dafür in Betracht kommenden Bauelemente und Konzeptionen können diesen speziellen Anforderungen nicht ge-

nügen. Ein schwerwiegendes Handikap ist ferner, daß Drucksteigerungen im Anpreßsystem auf Grund unvermeidbarer Elastizitäten einen "Füllvorgang" erfordern, der bei spontanen, auf die extremen Vorkommnisse abgestimmt, einer Hydraulik-Versorgungsleistung von etwa dem vierfachen der normalen CVT-Anpreß- und Steuerbedürfnisse entspricht. Solch große Pumpeninstallationen, die unter den normalen Druck-Betriebsbedingungen arbeiten müßten, scheiden daher aus Energieverlustgründen aus. Das heißt, mit der normalen CVT-Steuerung- und -Druckmittelversorgung lassen sich hochdynamische Betriebszustände mit Druckspitzen bezüglich Anpreßsicherheit nicht beherrschen.

Bekannterweise sind die Reibpartner der Umschlingungsgetriebe ab einem gewissen Grade schlupfempfindlich. Die Grenze liegt im Verdampfungspunkt des Schmiermittels, denn solange noch Schmiermedium zwischen den Reibpartnern ist, ist "Schlupf" erträglich. Das heißt, kurze Schlupfphasen, oder solche Vorgänge geringer Intensität (Umsetzung geringer Reibenergie in Wärme), können akzeptiert werden. Das Augenmerk vorliegender Bestrebung muß daher sein, Schlupfvorgänge mit schädlich großer Wärmeentwicklung zu vermeiden. Der Erfindungsgedanke vorstehend genannter Offenlegungsschrift (Lit. 16) schließt bereits Maßnahmen mit ein, für die Voraussetzung, daß nach einer Belastungsspitze aller Wahrscheinlichkeit weitere Spitzen folgen, indem die Anpressung prophylaktisch erhöht wird. Damit dürfte eine Gefährdung der Reibpartien aber nicht generell für alle vorkommenden Betriebsbedingungen ausgeschlossen sein.

Naheliegender erscheint auch zunächst, daß flink arbeitende mechanische drehmomentabhängige Anpreßeinrichtungen, wie sie in Lit. 13 beschrieben werden, schädlichen Schlupf nicht aufkommen lassen und somit eine wirkungsvolle Alternative zum vorliegenden Konzept darstellen. Jedoch müssen hier weitere nachteilige Fakten ins Kalkül gezogen werden: Abgesehen davon, daß es sich bei solchen Anpreßeinrichtungen um eine reine Anpreßkraftsteuereinrichtung mit einer eingepprägten Drehmomenten-Anpreßkraftgesetzmäßigkeit handelt, die nach den eingangs behandelten Sicherheitsargumenten in der meisten Betriebszeit Überanpressung und somit zu hohe Verluste bewirkt, stellen solche Konzeptionen eine andere Gefährdung der Bauteile dar. Durch ihren drehmomentproportionalen Anpressungsaufbau (mit ihren Sicherheits-Zuschlägen) werden nicht nur die Bauteile belastungsmäßig strapaziert, sondern sie werden voll proportional der (Nadel-)Belastungsspitze ausgesetzt. Das heißt praktisch, die Bauteile müssen für drei- bis fünffache Nennlastspitzen ausgelegt sein. Wird dieses Erfordernis für Zeitfestigkeit vorausgesetzt, bedeutet das einen nicht akzeptablen Bauaufwand. Daher ist es günstiger, Belastungsspitzen durch ein dosiertes Beschneiden der Anpressung zu kappen, also gezielt kurze Schlupfeffekte anzustreben, zumal solche zur Diskussion stehende Nadelspitzenbelastungsformen vom Standpunkt der Reibenergiewärmentwicklung unbedenklich sind. Dies wird auch in vorliegenden und beanspruchten Ausführungsmerkmalen berücksichtigt.

Ausführungsbeispiele

Fig. 1 zeigt eine schematische CVT-Darstellung mit einer herkömmlichen, bekannten Grundanpressung- und Verstellstrategie, bestehend aus einem Strömungsteiler (Mehrkanntensteuerschieber) und einem regel-

ten Vorspannventil und der erfindungsgemäßen Anpreßspitzenversorgungseinrichtung in Form eines Druckspeichers und eines hochdynamisch arbeitenden hydr. Schaltelementes.

Fig. 2 zeigt eine gleiche schematische CVT-Darstellung, jedoch mit einer Grundanpressung- und Verstellstrategie derart, in dem die erforderliche Grundanpressung durch ein Regelventil und der Steuerdruck zur ü-Regelung des CVT staudruckabhängig durch eine angepaßte variable Pumpenförderung bewirkt wird, und die erfindungsgemäße Anpressungsspitzenversorgung mittels eines Druckspeichers und eines nachgeschalteten Differentialkolbens bewirkt und durch ein hochdynamisches Ventil geregelt wird.

Fig. 3 mit gleicher schematischer CVT-Darstellung weist den Druckzylindern zugeordnete einzelne Ventile zur Vor- und Steuerdruckregelung auf, die erfindungsgemäße Anpreßspitzenversorgung erfolgt durch eine separate leistungsstarke Hydraulikpumpe, welche im Bedarfsfalle erst druckmäßig aktiviert wird, und im Normalbetrieb bei geringem Betriebsdruck eine ökonomisch günstige Schmier- und Kühlmittelversorgung sicherstellt.

Beschreibungen zu den Figuren

Fig. 1:

Das zwischen einem Antriebsmotor und dem Fahrwerksantrieb angeordnete CVT besteht im wesentlichen aus seinen in einem Getriebegehäuse gelagerten An- und Abtriebswellen 1 und 2, mit ihren daran verdrehfesten Kegelreibrscheiben 3a und 4a, und den axial beweglichen (Weg-)Reibrscheiben 3b und 4b mit ihren Druckzylindern 5; 6, sowie zwischen den Kegelscheibenreibrflächen angeordneten Zug- oder Schubgliederband 7. Die hydraulische Anpressung und Verstellaktivität bewirkt die Pumpe 8, die über Verbindungsleitung 9, über den Strömungsteiler 10 mit seinem Stellelement 11 und die Leitungen 12 und 13 die Druckzylinder 5 und 6 versorgt. Der Abflußbasis 14 des Stueurelementes 10 ist das variierbare Vorspannventil 15 mit seinem Stellelement 16 nachgeschaltet, dessen Abfluß 17 in das Schmier- und Kühlsystem 18 mündet bzw. dieses versorgt. Zur Druckbegrenzung ist ein Überdruckventil 19 zwischen der Pumpenabflußleitung 9 und dem (offenen) Spritzsystem 18 angeordnet. Pumpe 8 ist vorteilhafterweise als Regelpumpe ausgeführt, deren Steuerung, wie auch die der Ventile 10 und 15, eine bevorzugt zentrale elektronische Rechner- und Regeleinrichtung 20 übernimmt. Diese kann bereits bekannten modernen Motormanagementeinrichtungen entsprechen, bzw. vorliegend aktuelle Funktionen werden in eine solche integriert. Ihr liefern z. B. über die Eingänge 21 bis 25 nicht dargestellte Sensoren Getriebekennwerte und Parameter, die nach innerer Verarbeitung nach festliegenden Modem die Ausgänge 26 bis 30 beeinflussen; ebenso seien beispielhaft Eingänge 31 bis 35 und Ausgänge 36 bis 40 dem Motormanagement zugeordnet, wobei beide Systeme vernetzt sein können.

An der Pumpendruckleitung 9 befindet sich nach einem Rückschlagventil 41 ein Druckspeicher 42, der mit dem letzten, höchsten Druckpegel des Versorgungskreises geladen wird. Vorteilhaft ist ein der Rechner- und Regeleinheit 20 eingepprägtes Funktionsverhalten, so daß bei Inbetriebnahme des Fahrzeuges vorrangig der Speicher 42 sicher geladen wird. Über die Verbindungsleitungen 44 gibt ein flinkes Schaltelement 43 Strömungs- und Druckimpulse gemäß der in der Rechner-

einheit 20 gefundenen und kommandierten Erfordernisse an den Vorspannkreis (im Leitungssystem 14) ab und moduliert somit den Vorspanndruck. Element 43 kann als schnellschaltendes Digital-Servventil für prozeßrechnergesteuerte Hydraulikanlagen ausgeführt sein. Solche sind markt bekannt; ihr beispielsweise unter Lit. 14 und 15 beschriebenes Funktionsverhalten läßt erkennen, daß Schaltimpulse innerhalb 1 msec verarbeitet werden können.

Zu Fig. 2:

Die Komponenten 1 bis 7 entsprechen denen in Fig. 1 beschriebenen. Hydraulikpumpe 50, gesteuert durch die Rechen-, Speicher- und Regeleinrichtung 70 mit einer noch näher beschriebenen Steuerstrategie, versorgt über eine Verbindungsleitung das hydr. Schaltelement 51 mit seinem Stellorgan 52 und Schaltelement 53 mit Stellorgan 54. Ersteres verbindet den Pumpenabfluß alternativ — für den normalen Betriebszustand durch Schaltposition 55 — mit dem Druckzylinder 5 des Antriebsreißscheibensatzes oder durch Schaltpos. 56 mit Druckzyl. 6 des Abtriebsreißscheibensatzes 4. Der jeweils andere Druckzylinder steht über die Verbindungsleitung 57 mit dem Schaltelement 53 in Verbindung, welches wiederum die Steueralternativen 58 und 59 bietet, die bewirken, daß sowohl in einströmender als auch in ausströmender Flußrichtung dieser Druckzylinder ein von der Regeleinrichtung 70 bestimmtes Druckniveau aufweist. Der maximale Zylinderdruck wird als Staudruck durch die geregelte Fördermenge der Pumpe 50 bestimmt. Die Dosierung der Versorgungsmenge des ebenfalls von Pumpe 50 belieferten Beölungs- und Kühlsystems 60 wird von dem Mengenregler 61 eingeregelt, nur aus den Druckzylindern ausgehobene Druckmittel werden über die Verbindungsleitung 62 ebenfalls diesem Niederdruckkreis zugeführt. Der Vorteil dieser Versorgungs- und Verstellstrategie besteht darin, daß nur soviel Druckmittel produziert wie benötigt wird — eine sehr verlustarme Druckmittelversorgungskonzeption. Näheres dazu in Lit. 17.

Die Anpreßdruckspitzenversorgung übernimmt ein am Pumpenabfluß über ein Rückschlagventil 63 angeordneter Druckspeicher 64, welcher über ein flink arbeitendes Ventil 65 (z. B. nach Art der wiederum in Lit. 14 und 15 beschriebenen Einrichtungen) einem Differentialkolben 66 das gespeicherte Druckmedium zuführt. Durch dessen unterschiedliche Kolbenquerschnitte 67 und 68 erfolgt eine Drucksteigerung, der Arbeitskolben 68 preßt über die Verbindungsleitung 89 Druckmedium in den Vorspannkreis 57 und sichert somit den Reibschluß bei Belastungsspitzen. Die Zuführung bzw. Füllung dieses Druckzylinders erfolgt über den gleichen Pfad. Vorteil dieser Konzeption ist, daß der Druckspeicher keiner besonderen Ladevorkehrungen bedarf, die Anpressungsspitzen können auch mit relativ niedrigem Speicherdruck erzielt werden. Für die elektronische Rechner- und Regeleinrichtung 70 gilt im wesentlichen auch das unter Fig. 2 für Pos. 20 Angeführte.

Zu Fig. 3:

Die Pos. 1 bis 7 entsprechen wiederum denen in Fig. 1. Die Hydraulikpumpe 75 — vorteilhafterweise wiederum als Regelpumpe ausgeführt und von der elektronischen Rechner-, Speicher- und Regeleinrichtung 100 gesteuert — versorgt die Druckzylinder 5 und 6 über eine Verbindungsleitung durch die jeweils den Scheibensätzen zugeordneten hydraulischen Steuerelementen 77 und 78 und den weiteren Verbindungsleitungen 79; 80 mit Drucköl. Die Steuerelemente 77, 78 weisen eine Schaltfunktion derart auf, daß sie mit ihnen von Rech-

ner- und Regeleinrichtung 100 angesteuerten Stellgliedern 81; 82 — im vorliegenden Beispiel eine Drosselsteuerung — beliebige Drücke in den Druckzylindern 5 und 6, auch bei ausströmender Tendenz, aufbauen. Das Schmier- und Kühlmittelsystem 83 wird vom Versorgungskreis der Pumpe 75 im normalen Betriebszustand nicht beliefert, sondern nur beim Getriebeverstellen, durch das aus den Druckzylindern 5 und 6 ausgeschobene Druckmedium. Ein Überdruckventil 84 zwischen der Pumpenleitung 76 und dem Schmier- und Kühlsystem 83 dient lediglich der Sicherheit bzw. zur Druckbegrenzung dieses Versorgungskreises. An der Antriebswelle 1 befindet sich eine weitere, sehr stark dimensionierte, den Anforderungen beim Aufbau spontaner Druckspitzen gerecht werdende Pumpe 85. Diese beliefert im Normalbetrieb über die Leitung 86, einem Schaltpfad 104a im hydr. Schaltelement 87 und durch die Verbindungsleitung 107; 96 das Schmier- und Kühlsystem 83. Dieses unter geringem Druck stehende Fluid wird in seiner Menge ebenfalls von der Rechner- und Regeleinrichtung 100 über das Proportional-Stellglied 88 durch den Bypassabfluß 102a-90-91 eingeregelt. Während der zur Druckspitzenversorgung nur in Bereitschaft stehenden Pumpe 85 fließt der größte Teil des von ihr geförderten Öles durch weit dimensionierte Leitungen 86; 90 zur Pumpensaugbasis 91 verlustarm im Kreise. Im aktiven Bedarfsfalle wird ein Ventilpfad 102a spontan geschlossen (von Schaltbild 102a auf 102b übergehend), wodurch sich schnell ein hoher Druck aufbaut und vor allen Dingen spontan ein relativ großes Förderangebot zur Verfügung steht. Das Sicherheitsventil 93 begrenzt das Druckniveau dieses Versorgungskreises. Über die Verbindungsleitungen 92; 95 wird der Druck- und Strömungsimpuls zu den Schaltelementen 77; 78 und weiter an die Druckzylinder 5 und 6 übertragen und somit die Anpressung spontan erhöht. Das in dieser Verbindungsleitung angeordnete Rückschlagventil 94 stellt sicher, daß bei nicht aktiver Betriebsweise dieser Einrichtung Druckmedium aus dem normalen CVT-Versorgungskreis der Pumpe 75 in den Kreis der Pumpe 85 zurückströmt. Ein hochdynamisch bevorzugt elektrisch-hydraulisch arbeitendes Schaltventil 97 (z. B. DIGIVALE s. Lit. 15) bestimmt feinfühlig den erforderlichen Anpreßdruck bei Belastungsspitzen. Die "harte" Förderfähigkeit der Pumpe 85 kann hochdynamischen Förderansprüchen gerecht werden, so daß auch dämpfende Massenwirkungen des Öles bei spontanen Beschleunigungsstößen überwunden werden bzw. sich kaum störend auswirken können. Wogegen der Schmier- und Kühlmittelstrom des CVT-Beölungssystems 83 im normalen Betriebszustand über den Pfad 104a des Schaltelementes 87 geleitet, wie oben bereits beschrieben, wird bei aktiver Belastungsspitzen-Anpreßdruckversorgung alternativ über den Steuerpfad 104b geführt, wobei die Drosselstelle 101 die Menge bestimmt. Die Druck- und somit die Belastungsabhängigkeit des dabei gelieferten Schmier- und Kühlstromes wird in einer sehr nützlichen Weise den eingangs in der CVT-Reib- und Schlupfproblematik gestellten Kriterien gerecht, da durch eine nun erhöhte Kühlmengen die thermisch-schädliche Belastungsgrenze der Reibpartien bei erhöhtem Schlupf entschärft wird.

Bezüglich der Verluste ist vorliegende Versorgungskonzeption gegenüber anderen Lösungen im Vorteil: Die Fördermenge der in der meisten Betriebszeit alleine aktiven CVT-Versorgungspumpe 75 kann minimiert werden; trotz der etwa zwar vierfachen Förderleistung dieses zusätzlichen Versorgungskreises durch Pumpe 85

gegenüber einer herkömmlichen einheitlichen CVT-Hydraulikversorgung, dessen Druckniveau vom max. Scheibensatzdruck bestimmt wird, sind auf Grund des vorliegenden niedrigen Druckniveaus dieses Versorgungskreises, das nur ca. 1/6 bis 1/8 des max. Scheibensatzdruckes in der meisten Betriebszeit beträgt, insgesamt geringere Pumpenverluste zu erwarten.

Die erfindungsgemäße Einsatzmöglichkeit solcher zusätzlicher Pumpen zur Deckung von Versorgungsbedürfnissen bei spontanen Belastungsspitzen, kombiniert mit der Schmier- und Kühlölversorgung erstreckt sich nicht alleine auf die im vorliegenden Beispiel ausgeführte CVT-Steuerungsstrategie, sondern besteht auch an beliebigen anderen, wie z. B. den unter Fig. 1 und 2 dargestellten Systemen, nach zweckentsprechender Modifizierung der Kombinationsbedingungen.

Eine weitere vorteilhafte Einsatzmöglichkeit der quasi hauptsächlich nur in Bereitschaft stehenden zusätzlichen Pumpe 85 für den erhöhten Anpreßbedarf besteht darin, deren Förderkapazität bei außergewöhnlichem Bedarf für die Versorgung der normalen, herkömmlichen CVT-Hydrauliksteuerung heranzuziehen. Diese nicht bildlich dargestellten Ausführungsmöglichkeiten werden z. B. dann aktuell, wenn das KFZ nach einem spontanen Stop schnell wieder zu einem zügigen Verkehrsfluß übergehen muß. Bei solchen Situationen wird eine besonders große Druckmittelversorgungs menge zum Getriebeverstellen gefordert (spontanes Anpassen der Getriebeübersetzung an extrem unterschiedliche Fahrzeuggeschwindigkeiten).

Literaturverzeichnis:

- 1) Dr. Ing. O. Dittrich
"Das stufenlose Kettengetriebe als Hauptantrieb im Kraftfahrzeug" VDI-Berichte 803
- 2) Prof. Dr. Ing. R. Höhn:
"Warum stufenlose Getriebe im KFZ?" VDI-Berichte 803
- 3) E. Simon:
"Serienerfahrungen mit dem CTX-Getriebeautomaten im Ford-Fiesta" VDI-Berichte 803
- 4) Dipl. Ing. U. Eggert:
"CVT — Elektronische Regelung und Fahrdynamik" VDI-Berichte 803
- 5) Dr. Ing. O. Dittrich:
"Fluide in kraftschlüssigen Getrieben" VDI-Berichte 680
- 6) Dr. Ing. O. Dittrich:
"Der stufenlose Kettenwandler im Kraftfahrzeug" VDI-Berichte 680
- 7) Dr. Ing. H. Ötting; Dipl. Ing. P. Heidemeyer; Dipl. Ing. R. Scholz; Dipl. Ing. F. Zimmermann
"Stufenlose Getriebe für Personenwagen" VDI-Berichte 579
- 8) Dipl. Ing. P. Heidemeyer:
"Warum stufenlose Getriebe im PKW?" Sem.-Nr. 811120021 Technische Akademie Wuppertal
- 9) Prof. Dr. Ing. W. Bernhardt; Dipl. Ing. P. Heidemeyer
"Auswahl und Strukturen stufenloser PKW-Getriebe" VDI-Berichte 803
- 10) Dr. Ing. O. Dittrich:
"Stufenlose Getriebe für Personenkraftwagen" antriebstechnik 27 (1988) Nr. 5
- 11) Dr. Ing. H. Röper:
"Status der CVT-Entwicklung — Vorteile und Grenzen des Systems"

2. Aachener Kolloquium: Fahrzeug- und Motorentechnik 89
- 12) Dr. Ing. G. Schönenbeck; Dipl. Ing. P. Wagner; Dipl. Ing. M. Rattunde
- 5 "Bauelemente stufenloser Kettenwandler und deren Einfluß auf den Wirkungsgrad" VDI-Berichte 878
- 13) M. Rattunde:
"Reibgetriebe"
Patentschrift DE 28 28 347 C2
- 14) G. G. Roeker:
"Digitale Servoventile für prozeßrechnergesteuerte Hydraulikanlagen
Kugeln als Schaltelemente"
KEM 1987 April
- 15) DIGIVALVE™
Data Sheet No. 910202/D des Herstellers:
B & R ELECTRICAL ENGINEERING
Ship- and Ind.-Eng. BV NL
3061 LR Rotterdam
- 20 16) Walter Schopf:
Offenlegungsschrift DE P 43 12 745
"Adaptive elektronische Anpreßkraftregelung für Kegelreibradscheibenumschlingungsgetriebe, insbesondere für KFZ (CVT)"
- 25 17) W. Schopf:
Offenlegungsschrift DE P 42 22 636
"CVT-Pumpensteuerungssystem"

Patentansprüche

1. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Regelung, insbesondere für hochdynamische Betriebszustände, bestehend im wesentlichen aus zwei verstellbaren Kegelreibradscheibenpaaren (3) und (4), mit einem dazwischen reibschlüssig angeordneten endlosen Übertragungsband (7) in Form eines Zug- oder Schubgliederbandes, mit Einrichtungen zur Erbringung der Anpreßkraft, bevorzugt in Form von auf den Kegelreibradscheiben angeordneten axial wirkenden Hydraulikdruckzylindern (5) und (6), einer Hydraulikversorgungseinrichtung (8; 50 und 75), mit hydr. Steuer- oder Regeleinrichtung (10; 15; 51; 53; 77; 78) zum Dosieren der Drücke in den Druckzylindern (5; 6) und somit der Anpreßkraft, mit (bevorzugt getrennten) Steuer- und Regelfunktionen für die durchzugsgrenze- und schlupf bestimmende Anpressung des Abtriebsreibradscheibenpaares (4) und getriebeübersetzungsbestimmenden Anpressung des Antriebsreibradscheibenpaares (3), mit Sensoren und Einrichtungen zur Erfassung verschiedener Betriebsparameter, mindestens elektronische Einrichtungen (20; 70; 100) zur Ermittlung und Speicherung der geometrischen Getriebeübersetzungsstellung und des wirksamen Getriebeübersetzungsverhältnisses, wobei die Anpreßkraftregelung für den Abtriebsreibradscheibensatz bevorzugt durch eine elektronische Steuer- oder Regeleinrichtung (20; 70; 100) bewirkt wird, die nach vorbestimmten Moden arbeitet, z. B. nach dem in Offenlegungsschrift DE P 43 12 745 beschriebenen Funktionsverfahren, dadurch gekennzeichnet, daß eine dem CVT zugeordnete Elektronik-Regeleinrichtung (20; 70; 100) elektronische Komponenten zur Erkennung, Speicherung und regeltechnischer Verarbeitung spontaner, getriebebelastungsbedingter Übersetzungsänderungen oder anderer darauf Einfluß nehmender Parameter des CVT, sowie zusätzliche Druckmittelversorgungseinrichtungen (42;

64; 66; 85) und zusätzliche hochdynamische Regel- und Dosiereinrichtungen (43; 65; 87; 97) zur Erzeugung von Anpreßkraftspitzen am Abtriebsreibeisensatz (4) aufweist, die von der Elektronik-Regeleinrichtung (20; 70; 100) bei Drehmomentenbelastungsspitzen aktiviert werden.

2. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Regelung, insbesondere für hochdynamische Betriebszustände, nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß ein von einer Hydraulikpumpe (8), welche bevorzugt das Anpreß- und Steuersystem des CVT beliefert, ein von ihr versorgter Druckspeicher (42) angeordnet ist, welcher über ein flink arbeitendes Schaltventil (43) und Verbindung (45) zum Vorspanndruckkreis, z. B. dem Leitungssystem (14) aufweist.

3. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Regelung, insbesondere für hochdynamische Betriebszustände, nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß in der Verbindungsleitung zwischen Druckspeicher (64) und dem Vordruckversorgungskreis (69) ein den Speicherdruck erhöhender Differentialkolben (66) angeordnet ist.

4. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Regelung, insbesondere für hochdynamische Betriebszustände, nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß außer der die Anpreß- und Steuereinrichtung des CVT versorgenden Hydraulikpumpe (75) eine weitere Pumpe (85) angeordnet ist, mit ihr zugeordneten Verbindungsleitungen (86) und (90) und einem Schaltelement (87) derart, daß eine durchflußwiderstandsarme, regelbare Verbindung (102a) von der Druck- zur Saugseite (91) dieser Pumpe geschaltet oder auch unterbrochen werden kann, ferner ein Überdruckventil (93) in diesen Förderkreis angeordnet ist, und die Pumpenabflußbasis (92) zu einem oder beiden Druckzylindern (5, 6) direkt oder indirekt über weitere Schaltelemente (77 und 78) führt.

5. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Regelung, insbesondere für hochdynamische Betriebszustände, nach Anspruch 1 und 4, dadurch gekennzeichnet, daß im Verbindungskreis zwischen Pumpe (85) und den Druckzylindern (5 und 6) ein schnell arbeitendes hydraulisches Schaltelement (97) zweckentsprechend zum hochdynamischen Regeln des Drucks in diesem Versorgungskreis (95) angeordnet ist.

6. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Regelung, insbesondere für hochdynamische Betriebszustände, nach Anspruch 1, 2 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß die hochdynamischen Schaltelemente (43, 65 und 95) Torquemotore mit Kugelventilen (Lit. 14 u. 15) sind.

7. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Regelung, insbesondere für hochdynamische Betriebszustände, nach Anspruch 1 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Torquemotor (65) zur Druckdosierung des Differentialkolbens (66) doppeltwirkend (in beiden Flußrichtungen wirksam) ausgebildet ist, so daß der Kraftkolben (67) sowohl druckmäßig beaufschlagt als auch entspannt werden kann.

8. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Regelung, insbesondere für hochdynamische Betriebszustände, nach Anspruch 1, 2 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen den Hydraulikpumpen (8 und 50) und den Druckspeichern (42 und 64)

Rückschlagventile (41 und 43) angeordnet sind.

9. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Regelung, insbesondere für hochdynamische Betriebszustände, nach Anspruch 1 und 4, dadurch gekennzeichnet, daß die zusätzliche Hydraulikpumpe (85) zur Erbringung der erhöhten Förderleistung bei Belastungsspitzen auch das Schmier- und Kühlsystem (83) des CVT versorgt.

10. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Regelung, insbesondere für hochdynamische Betriebszustände, nach Anspruch 1, 4 und 9, dadurch gekennzeichnet, daß von der den Spitzenbedarf deckenden Pumpe (85) zum Schmier- und Kühlsystem (83) eine Leitungsverbindung (96) besteht und im Nebenschluß dazu ein regelbares Abflußventil (87; 102a) angeordnet ist.

11. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Regelung, insbesondere für hochdynamische Betriebszustände, nach Anspruch 1, 4 und 9, dadurch gekennzeichnet, daß Schaltelement (87) eine Schaltfunktion (103a; 104a; 103b; 104b) derart aufweist, daß bei aktiver erhöhter Anpressung ein Verbindungspfad (104b) über eine Drosselstelle (101) vorbestimmten Widerstandes zum Schmier- und Kühlölverbraucher (83) hergestellt, und der vorherige Flußpfad (104a) geschlossen wird.

12. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Regelung, insbesondere für hochdynamische Betriebszustände, nach Anspruch 1, 4 und 11, dadurch gekennzeichnet, daß das Schaltelement (87) der zusätzlichen Pumpe (85) als Stellelement (88) einen Proportionalmagneten aufweist, der auch flinke Schwarz-Weiß-Schaltvorgänge auszuführen vermag, ausgebildet ist, oder aus zwei entsprechenden Komponenten besteht, die eine mit einer Regel- und die andere mit einer flinken Schaltcharakteristik.

13. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Regelung, insbesondere für hochdynamische Betriebszustände, nach Anspruch 1 und 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Pumpe (8; 50, 75) zur Versorgung herkömmlicher CVT-Anpreß- und Steuereinrichtungen mit Pumpe (85) für den erhöhten Anpreßbedarf als eine Bau-Einheit ausgebildet sind.

14. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Regelung, insbesondere für hochdynamische Betriebszustände, nach Anspruch 1 und 4, dadurch gekennzeichnet, daß das überschüssig von Pumpe (85) geförderte Druckmedium der Pumpensaugseite (91) widerstandsarm zugeführt wird, wobei der Rohrknottenpunkt (108) bevorzugt, aber nicht ausschließlich als Injektor ausgebildet ist.

15. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Regelung, insbesondere für hochdynamische Betriebszustände, nach Anspruch 1 und 4, dadurch gekennzeichnet, daß eine Druckmittelversorgungsleitung zwischen den verschiedenen Versorgungskreisen angeordnet ist, mit Schalteinrichtungen derart, daß bei außergewöhnlich hohem Druckmittelbedarf für Getriebebeschleunigungsvorgänge Förderleistungen aus der für die Spitzenanpressung vorgesehenen Zusatzpumpe (85) Druckmedium in den CVT-Steuerkreis geleitet wird.

16. CVT-Anpreßeinrichtung mit elektronischer Regelung, insbesondere für hochdynamische Betriebszustände, nach einem oder mehreren vorstehender Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Rechner-Speicher- und Regeleinrichtung (20; 70; 100)

mindestens eines folgender Funktionsmerkmale aufweist:

- a) Erkennung, Ermittlung oder Berechnung schneller Übersetzungs-, Drehmomenten- oder Abtriebsdrehzahländerungen; 5
- b) Ausgabe von Regel- oder Steuerbefehlen zur Anpreßkraftsteigerung bei Erreichen oder Überschreiten vorbestimmter Größen eines oder mehrerer der vorstehend angeführten Parameter; 10
- c) belastungsabhängige Regelung des Schmier- und Kühlmittelstromes, z. B. über Regelelemente (61 oder 87);
- d) Auslösen von Schaltkommandos zur Überleitung von Druckmittel aus dem Versorgungskreis für den Anpreßspitzenbedarf der Pumpe (85) in den CVT-Steuerkreis der Pumpe (75), wobei die Intensität eines Getriebeverstellkommandos oder das Überschreiten einer vorbestimmten Differenzgröße aus Soll- und Istwert eines Verstellvorgangs als Schaltschwelle dient. 20

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

25

30

35

40

45

50

55

60

65



Fig. 1

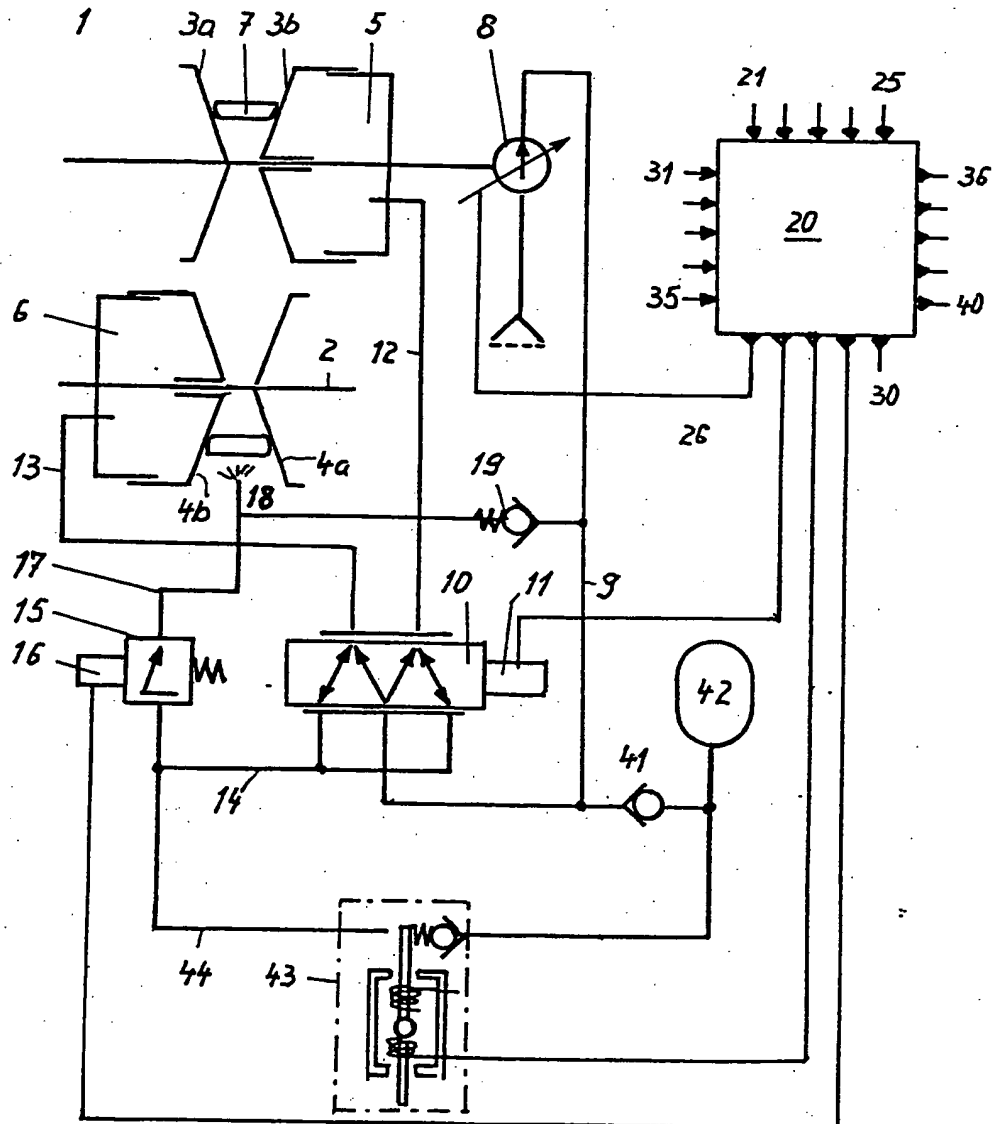


Fig. 2

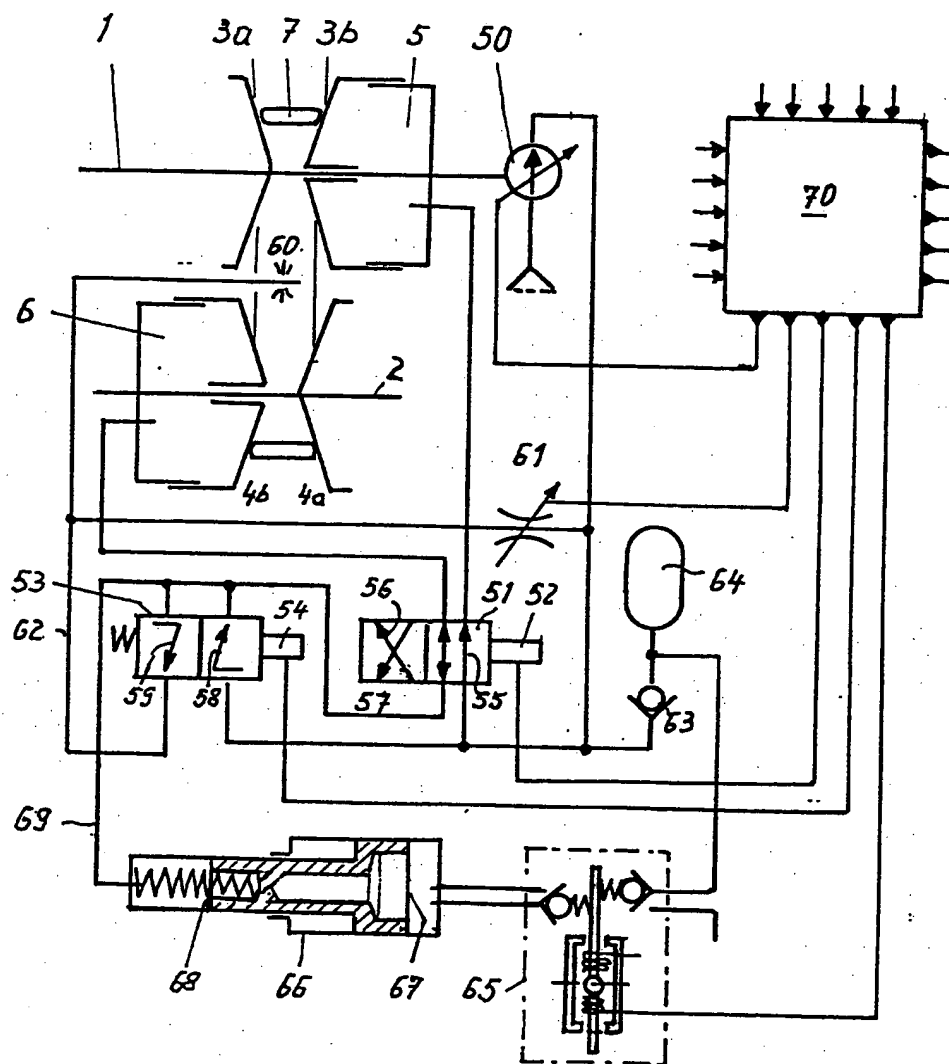


Fig. 3

